

8010031

GAS AKHIR
(NE. 1701)

**DEKATAN ANALISA GETARAN TERHADAP KERUSAKAN
STRUKTUR DIBAWAH BANTALAN TABUNG POROS
PADA KAPAL KAYU PENANGKAP IKAN**



Oleh :

SANTRI JIWO
NRP. 4292.100.023

seandainya pohon-pohon dibumi menjadi pena dan laut (menjadi tinta) tambahkan kepadanya tujuh laut (lagi) sesudah (kering)nya, niscaya tidak akan habis-habisnya (dituliskan) kalimat Allah. Sesungguhnya Allah Maha Perkasa Lagi Maha Bijaksana " (QS LUQMAN:27).

Sesungguhnya kekayaan yang paling tinggi nilainya adalah akal pikiran, Kemelaratan yang paling berat adalah kebodohan, Kesepian yang paling menakutkan adalah kesepian pada diri sendiri, dan keturunan yang paling mulia adalah budi pekerti yang mulia." (Imam Ali r.a)

sembahkan kepada:

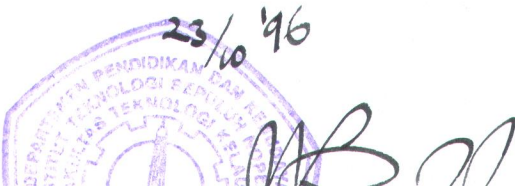
LEMBAR PENGESAHAN

NDEKATAN ANALISA GETARAN TERHADAP KERUSAKAN STRUKTUR DI BAWAH BANTALAN TABUNG POROS PADA KAPAL KAYU PENANGKAP IKAN

**Diajukan Guna Memenuhi Persyaratan Untuk
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya**

Mengetahui / Menyetujui

Dosen Pembimbing





**DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN**

JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL

Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111, Telp. 5947254, 5947274
Posw. 262, 5948757, Fax. 5947254

TUGAS AKHIR (NE. 1701)

Nama : Santri Jiwo
Nomor Pokok : 4924200332
Tanggal diberikan tugas : 12 Februari 1996
Tanggal diselesaikan tugas : 24 Juli 1996

JUDUL KARYA TULIS :

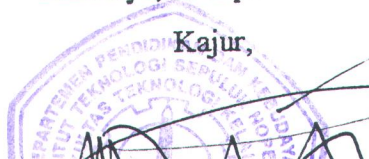
**PENDEKATAN ANALISA GETARAN TERHADAP KERUSAKAN STRUKTUR
DIBAWAH BANTALAN TABUNG POROS PADA KAPAL KAYU PENANGKAP
IKAN**

Surabaya, 25 April 1996

Dosen Pembimbing

Mahasiswa

Kajur,



KATA PENGANTAR

laamu'alaikum wr wb

la puja dan puji hanya kami panjatkan kehadiran Allah SWT, atas segala rahmat, k dan hidayah-Nya akhirnya dapat terselesaikan Tugas Akhir ini, yang berjudul :

PENDEKATAN ANALISA GETARAN TERHADAP KERUSAKAN STRUKTUR DI BAWAH BANTALAN TABUNG POROS PADA KAPAL KAYU PENANGKAP IKAN

ak lupa kami sampaikan rasa terima kasih yang sebesar- besarnya kepada :

gul Siswanto, MSc, selaku Dekan Fakultas Teknologi Kelautan ITS

Moh. Orianto, BSE, MSc, selaku Kepala Jurusan Teknik Sistem Perkapalan

Surjo Widodo Adji, MSc, selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir

Asianto, selaku Dosen Wali penulis

Ir. A.A. Masroeri, M.Eng, selaku Koordinator Tugas Akhir

egenap Dosen Jurusan Teknik Sistem Perkapalan atas segala bantuan dan bingannya selama masa- masa perkuliahan

kan- rekan mahasiswa Jurusan Teknik Sistem Perkapalan atas segala bantuannya,

ususnya Haris S, Agus W, Edi S, Sugeng W, Iswahyudi dll.

ta segenap pihak yang telah memberi bantuan baik moril maupun materiil kepada
ulis

nya penulis menyadari banyak sekali kekurangan pada t... H... 11

DAFTAR ISI

ar Persetujuan	i
Pengantar	ii
r Isi	iii
r Gambar	v
r Tabel	vi
r Notasi	vii
aksi	ix

PENDAHULUAN

um	01
ar Belakang Permasalahan	02
sifikasi Data Teknis	03
umusan & Batasan Masalah	04
uan Penulisan	05
odologi Penulisan	05.

I DASAR TEORI

um	06
em dengan Satu Derajat Kebebasan	07
em dengan Beberapa Derajat Kebebasan	12
em dengan Roda Gila	15
ode Pendekatan Frekuensi Natural	17

Gaya- gaya Mesin Tak Seimbang	26
-------------------------------------	----

III PEMODELAN GETARAN SISTEM

num	28
odel Dinamik	28
odelan Sistem Torsi	29
odelan Sistem Propulsi pada Kapal Ikan	30
odelan Konstruksi Pendukung Sistem Propulsi	32
gam Getaran Blok Pondasi	33

IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

hitungannya Inersia Massa	35
hitungannya Kekakuan Poros	36
odelan Sistem Torsi	39
hitungannya Pendekatan Frekuensi Natural	41
entukan Bentuk Ragam dan Kecepatan Kritis Sistem	41
hitungannya Kekakuan Konstruksi Pondasi Motor	44
hitungannya Amplitudo Sistem	45
hitungannya Kekakuan Konstruksi Penopang Tabung Poros	48
odelan Konstruksi Penopang Tabung Poros	50
aya yang Diteruskan pada Konstruksi Kayu Penopang Tabung Poros	50
angan Normal yang Diterima Kayu	51
mbahasan Data	52

DAFTAR GAMBAR

- . Sistem Osilasi Sederhana
- . Sistem Fisis dengan Redaman
- . Grafik Amplitudo vs Sudut Fase
- . Sistem Torsional dari Piringan
- . Sistem Torsional dengan 4 Piringan yang dirangsang dengan Momen Puntir
- . Sistem Torsional dengan Roda Gigi
- . Sistem Roda gigi dengan Sistem Poros Ekuivalen
- . Sistem Torsi dengan 3 Massa
- . Sketsa Penentuan Frekuensi Natural
- . Model Fisis Silinder
- . Sketsa Dimensi Poros Engkol
- . Bagian- bagian yang bergerak dari mesin silinder tunggal yang menghasilkan gaya- gaya frekuensi dependen tak seimbang
- . Getaran Torsional Ekuivalen Sistem Propulsi
- . ragam Getaran dari Blok Pondasi
- . Pemodelan Struktur Penopang Motor Utama
- . Pemodelan Sistem Propulsi
- . Sistem Torsi Ekuivalen
- . Sistem Torsi dengan 3 Massa

DAFTAR TABEL

- . Tabulasi Holzer
- . Tabulasi Holzer Untuk Frekuensi Natural Bentuk II
- . Tabulasi Holzer Untuk Frekuensi Natural Bentuk III
- . Tabulasi Trial & Error Untuk Frekuensi Natural Bentuk III

DAFTAR NOTASI

: Jarak c.g ke pelat penumpu mesin

: Amplitudo arah vertikal

: Lebar daun pada $0.5 R$

: Konstanta damping

: Redaman Kritis

: Diameter Poros

: Diameter propeller

: Defleksi

: Modulus elastisitas bahan

: Frekuensi natural

: Gaya redaman

: Gaya tak seimbang vertikal

: Gaya eksitasi

: Gaya tak seimbang vertikal

: Gaya yang diteruskan

: Modulus elastisitas bahan

: Momen inersia massa

: Inersia massa

: Konstanta kekakuan

: Panjang connecting rod

: Panjang balok

: Massa benda

: Orde number

: Perpindahan sudut

: Kecepatan sudut

: Percepatan sudut

: Radius engkol

: Radius propeller

: Radius engkol

: Panjang langkah torak

: Konstanta

: Waktu

: Tebal maksimum daun propeller pada $0,5 R$

: Energi kinetik

: Torsi pada bagian akhir

: Periode natural

: Tegangan normal

: Energi potensial

: Berat benda

: Frekuensi natural

: Kecepatan rotasi

: Amplitudo osilasi

: Damping ratio

: Perpindahan linier

: Kecepatan linier

: Percepatan linier

ABSTRAKSI

hasil penelitian yang pernah dilakukan, masalah yang paling pokok pada kapal yang torisasi adalah kerusakan konstruksi pada daerah disekitar kamar mesin. Kerusakan diduga akibat adanya getaran motor. Tugas akhir ini pada dasarnya merupakan uktian dari dugaan tersebut, khususnya pengaruhnya terhadap kerusakan konstruksi kayu penopang tabung poros propeller. Dengan pemakaian formulasi- formulasi an dapat ditentukan kecepatan kritis dari sistem serta amplitudo yang terjadi akibat getaran dari motor, yang selanjutnya dapat ditentukan tegangan yang diterima kayu pang tabung poros propeller. Dengan melakukan komparasi tegangan yang terjadi n kekuatan yang diijinkan material, akan dapat ditentukan ada atau tidaknya akan pada konstruksi penopang tabung poros propeller.

BAB I

PENDAHULUAN

BAB I

PENDAHULUAN

um

ran yang terjadi pada kapal merupakan persoalan yang biasa namun juga
plek. Dikatakan biasa, sebab kapal dalam analisa getaran digambarkan sebagai
ah benda yang pejal yang bergerak dalam 6 derajat kebebasan, sehingga masalah
ran pasti ada. Disisi lain getaran juga merupakan persoalan yang kompleks,
b banyak sekali sumber eksitasi dikapal, seperti eksitasi dari motor utama, baling-
ng, dan perlengkapan motor lainnya. Biasanya dalam analisa getaran selalu
tasi hanya pada satu sumber eksitasi saja, sehingga penyelesaian secara tuntas
alah getaran kapal belum pernah ada.

ran pada kapal dibedakan atas 2 macam, yaitu getaran eksternal, yang diakibatkan
pengaruh gelombang laut, sedangkan getaran yang lain berupa getaran internal,
paling utama disebabkan oleh motor induk dan baling-baling. Getaran yang
ibatkan oleh motor penggerak tergantung pada karakteristik baling- baling dan
s, jumlah silinder, penempatan motor dan massa benda yang bergerak baik
slasi maupun rotasi [Woodward, 1981].

latar Belakang Permasalahan

Per sembilan puluh persen usaha perikanan masih dikelola secara tradisional, termasuk pula armada penangkapan yang sebagian besar diperkuat oleh kapal-kapal yang dirancang bangun secara tradisional. Sejalan dengan perkembangan masa, semakin banyak sekali dilakukan kegiatan motorisasi. Namun proses motorisasi yang dilakukan terkadang hanya dari pengalaman dan meniru model-model yang ada di sekitar, tanpa memperhatikan kondisi konstruksi pada kapalnya.

Prasetyo [1991] dalam laporannya menjelaskan bahwa kerusakan perahu terjadi secara umum sebagai akibat adanya motorisasi, sebagian besar kerusakan ada pada mesin penggerak kapal, poros baling-baling sampai baling-balingnya dan juga padakemudi kapal. Sedangkan kerusakan konstruksi sebagian terjadi disekitar pondasi mesin, kulit kapal disekitar mesin, pengikatan-pengikatan yang berhubungan dengan mesin, balok penyanggah poros baling-baling konstruksi sambungan lunas bagian belakang sampai balok mati. Sementara dikatakan kerusakan ini ada kaitannya dengan getaran mesin, namun hal ini harus dibuktikan kebenarannya.

Di daerah tertentu, dalam kaitannya dengan proses motorisasi, teknologi sambungan poros baling-baling serta tabung poros baling-baling sering kali menimbulkan masalah yang cukup serius. Pada perahu yang tanpa menggunakan balok maupun balok poros baling-baling akan menimbulkan kebocoran pada

Spesifikasi Data Teknis

Hasil survey yang dilakukan, kerusakan yang dijumpai penulis adalah retakan struktur kayu yang menopang bantalan tabung poros, khususnya pada kayu penopang bagian muka. Kayu penopang ini mengalami keretakan, sehingga untuk itu perlu menambah kayu lagi untuk mencegah keretakan lebih lanjut.

Untuk mempermudah dalam penulisan, penulis hanya mengambil satu sample analisa tingkat getaran yang terjadi.

Spesifikasi data kapal yang diambil adalah sbb :

Data Kapal

Nama	: KM . Fadlilah
Penyakit	: H. Bakir
Umur Total	: 20,5 M
Umur lunas	: 17 M
Umur	: 3,75 M
Tahun pembuatan	: 1984
Kapasitas penangkapan	: 15 Ton

Data Motor Penggerak

Model / type	: Yanmar 3SM
Jumlah silinder	: 3
Kapasitas pada MCR	: 45 HP

Data Poros

n	: stainless steel
eter	: 48 mm
ng Total	: 2400 mm
an pada MCR	: 680 RPM
an operasi	: 555,5 RPM

Data Propeller

n	: Manganese Brase
eter	: 473,6 mm
pada 0,5 R	: 90 mm
pada 0,5 R	: 10 mm
h Daun	: 3

rumusan Masalah dan Batasan Masalah

akan pada kayu penopang tabung poros merupakan masalah yang cukup rumit, sementara ini diduga akibat adanya getaran motor. Namun banyak sekali r getaran dikapal, lagi pula untuk satu sumber getaran saja, misalnya dari yang menyebabkan 6 arah getar terhadap pondasi penopangnya.

ai acuan awal, sumber getaran yang penulis ambil adalah dari motor, merujuk a dari peneliti sebelumnya. Namun mengingat keterbatasan waktu dan dana ga penulis membuat batasan masalah sebagai berikut :

Tujuan Penulisan

Salah satu tujuan dari penulisan ini adalah sebagai berikut :

Mengetahui dan menentukan kecepatan kritis dari sistem propulsi, dengan maksud mengetahui apakah motor beroperasi mendekati kecepatan kritisnya.

Menentukan amplitudo getaran yang terjadi pada konstruksi kayu penopang tungkang poros

Menentukan tegangan yang bekerja pada material kayu penopang pada saat motor beroperasi

Metodologi Penulisan

Penulisan ini merupakan studi kasus dilapangan sehingga survey lapangan dilakukan untuk mendapatkan kondisi yang sebenarnya. Dari spesifikasi yang dapat dibuat dibuat pemodelan fisik dari sistem propulsi serta struktur yang mendukung sistem tersebut. Model yang telah dirumuskan diselesaikan dengan perhitungan analisis - formulasi getaran. Penentuan kecepatan kritis sistem dilakukan dengan pemodelan sistem propulsi kedalam sistem torsi, dan diselesaikan dengan metode analisis. Kemudian dilakukan pemodelan terhadap pondasi yang mendukung motor, yang kemudian dihitung amplitudo yang terjadi akibat gerakan dari motor, selanjutnya dapat ditentukan amplitudo yang terjadi pada kayu penopang tungkang poros propeller.



BAB II

DASAR TEORI

BAB II

DASAR TEORI

um

cara masalah getaran pada dasarnya berhubungan dengan gerak osilasi benda dan yang berhubungan dengan gerak tersebut. Semua benda yang mempunyai massa elastisitas mampu bergetar.

son [1986], membedakan secara getaran secara umum menjadi 2 macam, na getaran bebas, yaitu getaran yang terjadi jika sistem berosilasi karena adanya gaya yang ada dalam sistem itu sendiri dan jika tidak ada gaya dari luar bekerja. Sistem yang bergetar bebas akan bergetar pada satu atau lebih frekuensi nya, yang merupakan sifat sistem dinamika yang dibentuk oleh distribusi dan kekakuannya. Sedang getaran yang kedua, adalah getaran paksa, yaitu n yang terjadi karena rangsangan gaya luar. Jika rangsangan berosilasi, maka dipaksa untuk bergetar pada frekuensi rangsangan. Jika frekuensi gan sama dengan satu frekuensi natural sistem, maka akan terjadi resonansi, silasi besar yang berbahaya mungkin terjadi.

sistem yang bergetar mengalami ...

kum newton II, untuk gerak

$$m\ddot{x} = \sum F = w - k(\Delta + x) \quad \dots(2.2.1)$$

na $k\Delta = w$, maka

$$m\ddot{x} = -kx \quad \dots(2.2.2)$$

umsi untuk solusi persamaan gerak

$$x = A \sin \omega_n t \quad \dots (2.2.3)$$

$$\ddot{x} = -A\omega_n^2 \sin \omega_n t \quad \dots(2.2.4)$$

stitusi persamaan 2.2.3 dan 2.2.4 ke pers. 2.2.5

roleh

$$\omega_n^2 = k/m \quad \dots(2.2.5)$$

ode Natural osilasi dibentuk dari $\omega_n \tau = 2\pi$

$$\tau = 2\pi (m/k)^{1/2} \quad \dots(2.2.6)$$

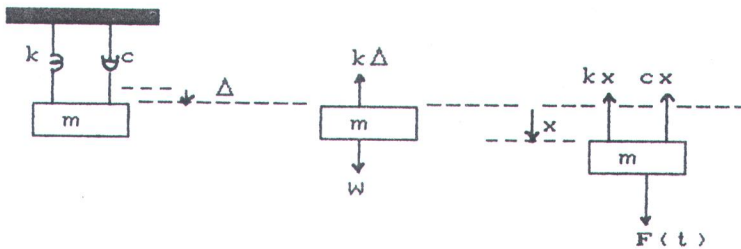
ensi naturalnya adalah

$$f_n = 1/\tau = (k/m)^{1/2} / (2\pi) \quad \dots(2.2.7)$$

Getaran Bebas dengan Redaman

son [1986] menjelaskan bila sistem linier dengan satu derajat kebebasan
 gsang, maka responnya akan tergantung pada jenis rangsangan dan redaman
 ada.

ak persamaan geraknya dari model fisis gambar 2.2.2, adalah



Gambar 2.2.2 : Sistem fisis dengan redaman

si pemecahan persamaan geraknya didekati dengan bentuk

$$x = e^{st} \quad \dots(2.2.9)$$

na: s adalah konstanta

an mensubstitusi kedalam persamaan 2.2.8 diperoleh,

$$(ms^2 + cs + k) e^{st} = 0 \quad \dots(2.2.10)$$

terpenuhi untuk semua nilai t , bila

si umum diberikan oleh persamaan,

$$x = A e^{st} + B e^{st} \quad \dots(2.2.13)$$

ana: A dan B adalah konstanta yang dihitung dari kondisi awal $x(0)$ dan $\dot{x}(0)$

Getaran Paksa dengan Redaman

ran paksa didapat jika pada gambar 2.2.2, $F(t) \neq 0$.

urut Thomson [1986], jika $F(t) = F_0 \sin \omega t$,

amaan diferensial geraknya

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin \omega t \quad \dots(2.2.14)$$

si persamaan ini terdiri dari 2 bagian, yaitu fungsi cuma-cuma, yang merupakan

si persamaan homogen seperti yang telah dibahas pada sub bab 2.2, dan fungsi

gral khusus.

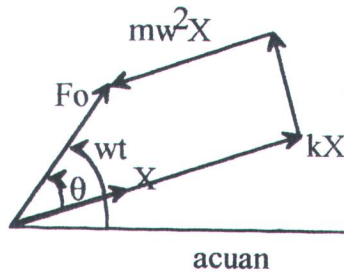
uk penyelesaian integral khusus dapat didekati dengan bentuk

$$x = X \sin (\omega t - \theta) \quad \dots(2.2.15)$$

ana : X = Amplitudo osilasi

θ = Beda fasa simpangan terhadap gaya eksitasi

litude dan fasa pada persamaan diatas diperoleh dengan mensubstitusikan



Gambar 2.2.3. Grafik amplitudo dan sudut fase

didapat ;
$$X = F_0 / [(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{1/2} \quad \dots\dots (2.2.16)$$

$$\theta = \tan^{-1} c\omega / (k - m\omega^2) \quad \dots\dots (2.2.17)$$

naan - persamaan diatas selanjutnya dapat dinyatakan dalam besaran sebagai
t:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \text{frekuensi natural osilasi tanpa redaman}$$

$$C_c = 2 m\omega_n = \text{redaman kritis}$$

$$\xi = \frac{c}{C_c}$$

$$\frac{c\omega}{k} = \frac{c}{k} \frac{C_c \omega}{1} = 2\xi \frac{\omega}{\omega_n} \quad \dots\dots (2.2.18)$$

persamaan amplitudo dan fase yang non dimensional menjadi :

$$\frac{X_k}{F_0} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} \dots(2.2.19)$$

dan

$$\tan^{-1} = \frac{2\zeta \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \dots\dots\dots(2.2.20)$$

Sistem dengan Beberapa Derajat Kebebasan

Getaran Torsional pada Poros

noshenko [1954], menjelaskan sistem getaran torsional dari piringan yang
 abungkan dengan poros dengan kekakuan $k_1, k_2, k_3, \dots, k_n$, diilustrasikan pada
 bar 2.3.1

I_1, \dots, I_n adalah momen inersia dari massa yang berputar, sedang $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \dots$ adalah sudut putar dari massa-massa. Torsi yang terjadi pada piringan pertama adalah

$k_1(\theta_1 - \theta_2)$, sedang torsi pada piringan kedua adalah $k_1(\theta_1 - \theta_2) - k_2(\theta_2 - \theta_3)$ dan selanjutnya maka persamaan diferensial gerak dari seluruh piringan menjadi

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\theta}_1 + k_1(\theta_1 - \theta_2) &= 0 \\ \ddot{\theta}_2 - k_1(\theta_1 - \theta_2) + k_2(\theta_2 - \theta_3) &= 0 \\ \ddot{\theta}_3 - k_2(\theta_2 - \theta_3) + k_3(\theta_3 - \theta_4) &= 0 \\ \ddot{\theta}_n - k_{n-1}(\theta_{n-1} - \theta_n) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots (2.3.1)$$

Umlahan dari persamaan (2.3.1), didapat

$$I_1 \ddot{\theta}_1 + I_2 \ddot{\theta}_2 + I_3 \ddot{\theta}_3 + \dots + I_n \ddot{\theta}_n = 0 \dots (2.3.2)$$

Untuk menentukan frekuensi natural getaran dari sistem ini dengan mengambil asumsi,

$$\theta_1 = \lambda_1 \cos \omega t, \theta_2 = \lambda_2 \cos \omega t, \theta_3 = \lambda_3 \cos \omega t \dots (2.3.3)$$

Substitusi persamaan (2.3.3) ke persamaan (2.3.2), didapat

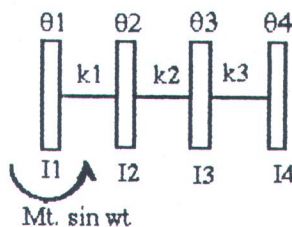
$$\left. \begin{aligned} \lambda_1 \omega^2 - k_1(\lambda_1 - \lambda_2) &= 0 \\ \lambda_2 \omega^2 + k_1(\lambda_1 - \lambda_2) - k_2(\lambda_2 - \lambda_3) &= 0 \\ \lambda_n \omega^2 + k_{n-1}(\lambda_{n-1} - \lambda_n) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots (2.3.4)$$

Nilai $\lambda_1, \lambda_2, \dots$ dari persamaan akan diperoleh suatu persamaan berderajat n

ω^2 yang disebut persamaan frekuensi. Penentuan frekuensi natural ini

Getaran Torsional Paksa pada Poros

ustrasikan pada gambar 2.3.2, empat piringan yang dihubungkan dengan poros berkekakuan masing-masing k_1 , k_2 , k_3 yang dirangsang dengan momen puntir $M_t \sin \omega t$.



gambar 2.3.2: sistem torsional dengan 4 piringan yang dirangsang dengan momen puntir

persamaan gerak dari model fisis gambar 2.3.2 menurut Timoshenko [1954]

adalah :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\theta}_1 + k_1(\theta_1 - \theta_2) &= M_t \sin \omega t \\ \ddot{\theta}_2 - k_1(\theta_1 - \theta_2) + k_2(\theta_2 - \theta_3) &= 0 \\ \ddot{\theta}_3 - k_2(\theta_2 - \theta_3) + k_3(\theta_3 - \theta_4) &= 0 \\ \ddot{\theta}_4 - k_3(\theta_3 - \theta_4) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots (2.3.5)$$

$$\left. \begin{aligned} I_1 \lambda_1 \omega^2 - k_1(\lambda_1 - \lambda_2) &= -M_1 \\ I_2 \lambda_2 \omega^2 + k_1(\lambda_1 - \lambda_2) - k_2(\lambda_2 - \lambda_3) &= 0 \\ I_3 \lambda_3 \omega^2 + k_2(\lambda_2 - \lambda_3) - k_3(\lambda_3 - \lambda_4) &= 0 \\ I_4 \lambda_4 \omega^2 + k_3(\lambda_3 - \lambda_4) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots(2.3.7)$$

Jumlahkan persamaan 2.3.7, diperoleh,

$$\omega^2 (I_1 \lambda_1 + I_2 \lambda_2 + I_3 \lambda_3 + I_4 \lambda_4) = -M_1 \dots(2.3.8)$$

λ_1 adalah amplitudo piringan pertama ditentukan, maka akan didapat amplitudo piringan kedua,

$$\lambda_2 = \lambda_1 - I_1 \lambda_1 \omega^2 / k_1 - M_1 / k_1 \dots(2.3.9)$$

Jika mengganti persamaan 2.3.7 dengan persamaan yang telah didapat pada persamaan 2.3.9 akan ditemukan frekuensi natural sistem torsional tersebut.

Sistem Dengan Roda Gigi

Sebuah sistem torsional dengan roda gigi pada gambar 2.4.1



na n adalah perbandingan kecepatan sumbu 2 terhadap sumbu 1.

mson [1986], menyederhanakan sistem diatas dengan sistem poros tunggal
 alen sebagai berikut:

gan kecepatan sumbu 2 adalah $\dot{\theta}_2 = n\dot{\theta}_1$, maka energi kinetik sistem adalah

$$T = 0,5I_1\dot{\theta}_1^2 + 0,5I_2n^2\dot{\theta}_1^2 \quad \dots (2.4.1)$$

inersia ekuivalen untuk piringan 2 berkenaan dengan sumbu 1 adalah $n^2 I_2$.

k menentukan kekakuan ekuivalen sumbu 2 berkenaan dengan sumbu 1, piringan 1

2 di klem dan suatu torsi dikenakan pada roda gigi 1 dan memutarnya sejauh sudut

Selanjutnya roda gigi 2 akan berputar dengan sudut $\theta_2 = n\theta_1$, yang merupakan

ran pada sumbu 2. Energi potensial menjadi

$$U = 0,5K_1\theta_1^2 + 0,5K_2n^2\theta_1^2 \quad \dots (2.4.2)$$

kekakuan ekuivalen sumbu 2 berkenaan dengan sumbu 1 adalah $n^2 K_2$.

an untuk sistem roda gigi menjadi cukup sederhana : perkalikanlah semua kuan dan inersia sumbu roda gigi dengan n^2 , dimana n adalah perbandingan patan dari sumbu referensi.

Metode Pendekatan Frekuensi Natural

ak sekali metode yang dapat digunakan dalam menyelesaikan persoalan-
 alkan numerik pada perhitungan frekuensi natural getaran, seperti metode
 igh, metode matriks transfer dan lain- lain. Namun metode Holzer
 unyai kelebihan khusus, yaitu lebih sederhana dan tidak memerlukan komputasi
 besar.

de perhitungan yang diusulkan Holzer adalah dengan mengambil sebuah
 enisi natural dan mulai dengan suatu amplitudo satuan pada salah satu ujung
 n dan kemudian menghitung torsi dan perpindahan sudut di ujung yang lain.

dur Holzer untuk perhitungan sistem torsi menurut Thomson [1986] adalah,
 l contoh sistem torsi pada gambar 2.5, dengan mengambil suatu frekuensi ω dan
 tudo $\theta_1 = 1$, torsi inersia dari piringan pertama ada

$$-I_1 \ddot{\theta}_1 = I_1 \omega^2 \theta_1 = I_1 \omega^2 \quad \dots(2.5.1)$$

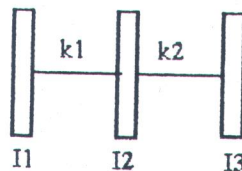
yang bekerja pada poros 1 dengan puntiran

$$\theta_2 = 1 - I_1 \omega^2 / k_1 \quad \dots(2.5.2)$$

inersia pada piringan kedua $I_2 \omega^2 \theta_2 = I_2 \omega^2 (1 - I_1 \omega^2 / k_1)$

Frekuensi natural sistem didapat bila $T_{ext} = 0$, sedangkan perpindahan sudut θ_1 yang disesuaikan dengan frekuensi natural adalah bentuk ragam (mode shape).

Frekuensi ω yang diambil didekati dengan memodelkan sistem berderajat banyak ke dalam sistem dengan 3 massa.



Gambar 2.5.1. : Sistem torsi 3 massa

Menurut Petrovsky[19..], besarnya frekuensi natural dari sistem 3 massa diatas adalah :

$$\omega^2 = A + (A^2 - B)^{1/2} \quad \dots(2.5.5)$$

$$A = K_1 \cdot (I_1 + I_2) / (2 \cdot I_1 \cdot I_2) + K_2 (I_2 + I_3) / (2 I_2 I_3) \quad \dots(2.5.6)$$

$$B = K_1 \cdot K_2 (I_1 + I_2 + I_3) / (I_1 \cdot I_2 \cdot I_3) \quad \dots(2.5.7)$$

Pembelian frekuensi yang diujikan dalam tabulasi holzer berkisar dalam frekuensi tersebut, sehingga didapatkan kondisi $T_{ext} = 0$.

No	I	$I\omega^2$	θ	$I\omega^2$	$\sum I\omega^2$	k	$(\sum I\omega^2 \theta) / k$
1			1				
2							
3							
4							

Tabel 2.5.1 : tabulasi holzer

an $\theta_1 = 1$

$$\theta_{n+1} = \theta_n - [\sum I_n \cdot \omega^2 \theta_n] / k_n \quad \dots (2.5.8)$$

na: θ_n = perpindahan sudut ke-n

I_n = momen inersia ke-n

ω = frekuensi

k_n = konstanta kekakuan poros ke-n

edur penggunaan tabel

entukan harga frekuensi (ω)

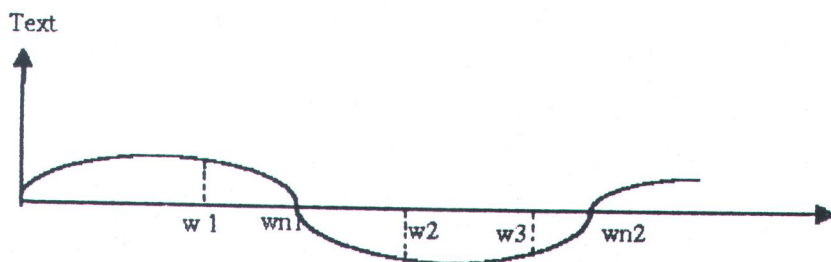
umsikan harga amplitudo (θ) piringan pertama = 1

apatkan harga masing-masing amplitudo untuk piringan yang lain menurut
rsamaan 2.5.5.

akukan pemeriksaan pada kondisi sistem untuk massa piringan terakhir

ah dilakukan perhitungan dengan frekuensi yang berbeda, maka dibuatkan grafik $T(T_{ext})$.

otongan antara kurva dari harga frekuensi natural dengan absis merupakan frekuensi natural yang sebenarnya.



Gambar 2.5.2 : Sketsa penentuan frekuensi natural

a :

$\omega_2, \omega_3, \omega_4$ adalah frekuensi natural yang diasumsikan

$\omega_{n2}, \omega_{n3}, \omega_{n4}$ adalah frekuensi natural yang sebenarnya

terminasi Inersia Massa

Inersia Massa Silinder

analisa getaran torsional, setiap silinder diwakili oleh satu piringan yang mempunyai massa inersia tertentu. Den Hartog [1956], menggunakan analisa dalam penentuan inersia massa, yaitu dengan membagi gerakan dalam

par 2.6.1 menunjukkan sketsa mekanisme dari engkol dan piston.



Gambar 2.6.1 : Model fisis silinder

ndahan translasi x ditulis sebagai,

$$x = r(1 - \cos \omega t) + l(1 - \cos \theta) \quad \dots(2.6.1)$$

a,

$$\sin \theta = \gamma \sin \omega t \quad \dots(2.6.2)$$

n, $\gamma = r/l$

ga,

$$\cos \theta = [1 - \gamma^2 \sin^2 \omega t]^{1/2} \quad \dots(2.6.3)$$

n ekspansi binomial dapat didekati

$$\cos \theta = 1 - \gamma^2 / 4 + (\gamma^2 \cos 2\omega t) / 4 \quad \dots(2.6.4)$$

tusi persamaan 2.6.4 ke persamaan 2.6.1 didapat

ntuan besarnya momen inersia piringan yang mewakili setiap silinder harus diperhatikan jenis gerakan dari engkol dan torak serta batang penghubungnya.

dasarnya gerakan dari suatu motor diesel dibagi atas 3 bagian :

agian yang bergerak translasi dan rotasi, gerakan ini adalah gerakan dari batang hubung. Jika massa batang penghubung yang bergerak rotasi murni adalah m_r ,

$$m_r = I_r / l^2 \quad \dots(2.6.8)$$

mana : I_r adalah inersia massa dari batang penghubung

l adalah panjang batang penghubung

a m adalah massa batang penghubung seluruhnya, maka massa batang penghubung melakukan gerakan translasi murni adalah $(m-m_r)$

agian yang bergerak translasi murni, Massa dari piston dan batang piston

$$M' = \sum M_i \quad \dots(2.6.9)$$

agian yang bergerak rotasi murni adalah dari engkol

$$M_e = I_e / r^2 \quad \dots(2.6.10)$$

mana : I_e adalah momen inersia massa dari engkol

r adalah jari- jari engkol

a total yang bergerak translasi

$$M = \sum M_i + (m-m_r) \quad \dots(2.6.11)$$

ana : m_{fw} = Massa fly wheel (kg)

R_{fw} = Radius fly wheel (m)

Inersia Massa Flens

urut Imron [19] besarnya inersia massa ekivalen dari flens adalah,

$$I_f = m_f R_f^2 / 2 \quad (\text{N.m.s}^2) \quad \dots(2.6.19)$$

ana : m_f = massa flens (kg)

R_f = Radius flens (m)

Determinasi Kekakuan Poros

urut Den Hartog [1956] kekakuan poros (k) adalah,

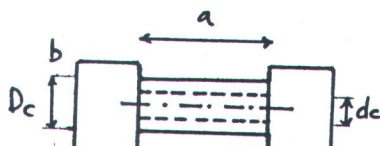
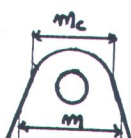
$$K = G.D^4 / (32.l) \quad (\text{lb.in/rad}) \quad \dots(2.7.1)$$

ana : G = Modulus elastisitas bahan (Psi)

D = Diameter poros (in)

l = Panjang poros (in)

kekakuan poros engkol (k_e), Hartog [1956] merumuskan



$$K_c = (1-q)G/((2b/H_a)+(a/H_c)+(4r/5H_w)) \quad \text{lb.in/rad} \quad \dots(2.7.2)$$

ana :

$$q = 0,0825/(R-0,32) \quad \dots(2.7.3)$$

$$R = (m_s - d_s)/2m_s + (m_c - d_c)/2m_c \quad \dots(2.7.4)$$

$$H_a = (D_s^4 - d_s^4)/32 \quad \dots(2.7.5)$$

$$H_c = (D_c^4 - d_c^4)/32 \quad \dots(2.7.6)$$

$$H_w = h.m^3/12 \quad \dots(2.7.7)$$

r = radius engkol

G = modulus elastisitas Bahan

Penentuan Kecepatan Kritis Sistem

Kecepatan kritis terjadi bila, $\text{RPM sistem} = 30. \omega_n / (\pi.n)$

ana : ω_n = Frekuensi Natural

n = Order Number

untuk 4 tak = 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5 dst

untuk 2 tak = 1, 2, 3, 4 dst

Polasi Getaran

son [1986] menjelaskan, Gaya- gaya penggetar yang ditimbulkan oleh mesin-
seringkali tak dapat dihindari, namun pengaruhnya pada sistem dinamik dapat
ngi oleh pegas yang dirancang dengan tepat, yang dikenal sebagai isolator.
gambar 2 2 4 ambilah Es sin nt

na amplitudo X yang timbul karena $F_0 \sin \omega t$ diberikan oleh persamaan 2.2.16, persamaan diatas menjadi

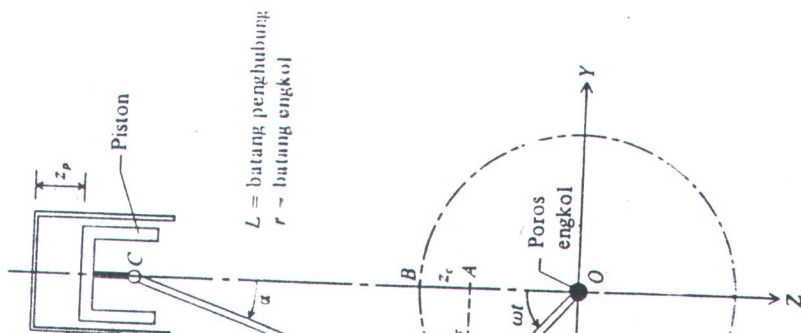
$$F_T/F_0 = \sqrt{1 + (c\omega/k)^2} / \sqrt{[1 - m\omega^2/k]^2 + [c\omega/k]^2} \quad \text{..(2.9.2)}$$

$$= \sqrt{1 + (2\zeta\omega/\omega_n)^2} / \sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\zeta\omega/\omega_n]^2} \quad \text{..(2.9.3)}$$

Gaya - Gaya Mesin Tak Seimbang

es [1991], Sebuah mesin menghasilkan gaya - gaya primer dan sekunder, kita ri secara singkat mesin silinder tunggal pada gambar (2.10.1). Dengan tapkan Z_p = perpindahan ke bawah piston dari piston dari nol di puncak titik (saat $\omega t = 0$ dan maksimum terjadi terjadi pada saat $\omega t = \pi$ rad berlawanan n arah jarum jam) dengan waktu t , kita akan mempunyai untuk ωt .

$$Z_p = r(1 - \cos \omega t) + L(1 - \cos \alpha). \quad (2.10.1)$$



di $\alpha = f(\omega t)$ karena y_c bagian dari r dan L sehingga :

$$\sin \alpha = (r/R) \sin \omega t \dots\dots(2.10.1)$$

an memakai serangkaian hubungan trigonometri [lihat Den Hartog (1952)] kita
nya memperoleh :

$$Z_p = \left(1 - \frac{r^2}{4L}\right) - r \left(\cos \omega t + \frac{r}{4L} \cos 2\omega t \right) \dots(2.10.2)$$

$$\dot{Z}_p = r\omega \left[\sin \omega t + \left(\frac{r}{2L} \right) \sin 2\omega t \right] \dots(2.10.3)$$

$$\ddot{Z}_p = r\omega^2 \left[\sin \omega t + \left(\frac{r}{L} \right) \sin 2\omega t \right] \dots(2.10.4)$$

n penggunaan yang sama bisa dipakai untuk engkol untuk mencari :

$$y_c = -r \sin \omega t$$

$$Z_c = r (1 - \cos \omega t)$$

$$\dot{y}_c = -r\omega \cos \omega t$$

$$\dot{Z}_c = r\omega \sin \omega t$$

$$\ddot{y}_c = r\omega^2 \sin \omega t$$

$$\ddot{Z}_c = r\omega^2 \cos \omega t$$

n menandai massa piston ditambah sebagian dari batang penghubung sebagai
bolak balik vertikal m_{rec} yang berpusat pada titik C dan massa engkol
ah sisa batang penghubung sebagai massa berputar m_{rot} berpusat pada D , kita
n gaya - gaya tak seimbang sebagai :

$$\text{Vertikal : } F_z = m_{rec} \ddot{Z}_p + m_{rot} \ddot{y}_c$$

$$F_z = (m_{rec} + m_{rot}) r\omega^2 \cos \omega t + m_{rec} \frac{r^2\omega^2}{L} \cos 2\omega t \dots(2.10.5)$$

$$\text{Horisontal : } F_y = m_{rot} \ddot{y}_c = m_{rot} r\omega^2 \sin \omega t \dots(2.10.6)$$

BAB III

PEMODELAN GETARAN SISTEM TORSIONAL

B A B III

PEMODELAN GETARAN SISTEM TORSIONAL

mum

rapa sistem dimanik seperti mekanik, listrik, termal, hidraulik, ekonomi, biologi dapat dikarakteristikan dengan persamaan diferensial. Respon suatu sistem nik terhadap suatu masukan (atau fungsi penggerak) dapat diperoleh dengan elesaikan persamaan diferensial tersebut. Persamaan diferensial tersebut dapat oleh dengan menggunakan beberapa hukum fisika yang berlaku pada sistem yang au, misalnya hukum newton untuk sistem mekanik, hukum kirchoff untuk sistem k dsb. [Ogata,1985]

odel Matematik

ambaran secara matematik dari suatu sistem dinamik disebut juga model matematik. Penurunan dalam model matematik yang masuk akal adalah bagian ting dari keseluruhan analisa.

nun jika tidak dibutuhkan ketelitian yang sangat tinggi akan lebih mudah modelkan sistem secara sederhana.

am bidang mekanik, gerak sistem digambarkan dalam jumlah koordinat bebas yang but derajat kebebasan sistem. Suatu partikel yang bergerak dalam ruang akan mempunyai 3 derajat kebebasan, sedang benda kaku akan mempunyai 6 derajat ebasan, yaitu 3 komponen posisi dan 3 sudut yang menyatakan orientasinya. Benda tik kontinu akan mempunyai derajat kebebasan yang tak terhingga (3 untuk tiap titik a benda). [Thomson,1986]

ak memudahkan dalam menganalisa, biasanya sistem dibawa dalam sistem dengan derajat kebebasan, sehingga memungkinkan sistem dapat dihitung dengan amaan matematik yang sederhana.

Pemodelan Sistem Torsi

del dapat disajikan dalam beberapa bentuk yang berbeda, bergantung pada sistem kondisi lingkungan yang ditinjau. Dalam persolan getaran suatu siostem mekanik t dibawa dalam bentuk linier dan dapat pula dalam bentuk torsi, tergantung pada m dan kodisi sekeliling sistem.

u sistem yang bergerak rotasi akan lebih mudah untuk dianalisa dalam model torsi, ri tidak menutup kemungkinan dapat didakti secara model linier

tu sistem torsi berderajat banyak, misalnya dalam pemodelan poros engkol motor diesel akan lebih mudah jika diturunkan kedalam torsi ekivalen dengan massa, sehingga memungkinkan perhitungan frekuensi natural dalam persamaanematik berderajat rendah.

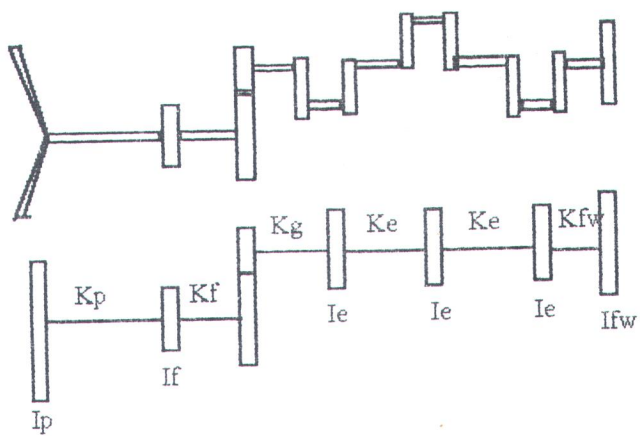
Pemodelan Sistem Propulsi pada Kapal Ikan

sem poros, termasuk poros engkol, poros antara dan poros propeller dapat diganti dalam suatu model piringan inersia dan suatu kekakuan yang menghubungkan satu ngan dengan piringan yang lain untuk memperkirakan getaran torsional di sekitar bu x.

i data- data yang didapat, secara singkat dapat disebutkan bahwa sistem propulsi al ikan yang dianalisa mempunyai motor penggerak dengan 3 silinder, sebuah os propeller tanpa poros antara, langsung dikopel pada motor dengan rasio gigi kurang 3,24.

ik memperjelas gambaran sistem propulsi kapal ikan yang akan dianalisa, at dilihat gambar 3.3.1

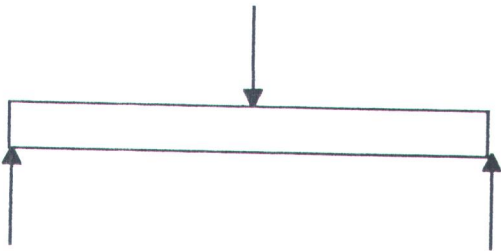
ing- masing silinder diganti dengan satu model piringan dengan inersia massa sar persamaan (2.6.16). Propeller diganti dengan piringan yang mempunyai ia massa sesuai persamaan (2.6.17). Elang dan fluktuasi juga dimodelkan



Gambar 3.3.1 : Getaran torsional ekivalen sistem propulsi

Modelan Konstruksi Pendukung Sistem Propulsi

apal ikan yang dijadikan **sample**, motor ditopang oleh pelat landasan pada isinya. Plat tersebut dibautkan dengan balok pondasi yang terbuat dari kayu. Blok pondasi ditopang oleh penegar- penegar, yang langsung mengenai badan



memodelkan sistem diatas, plat landasan motor dimodelkan oleh balok yang pada 2 ujungnya.

arga kekakuan menurut lampiran B :

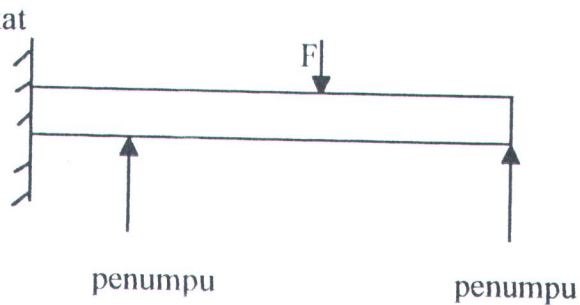
$$K = 48EI / l^3 \dots(3.5.1)$$

: E = modulus elastisitas

I = Momen inersia luas penampang

l = panjang balok

kan untuk balok pondasi, dapat dimodelkan



untuk model tersebut kekakuannya menurut lampiran B:

$$K = 110 \frac{E.I}{l^3} \dots\dots(3.5.2)$$

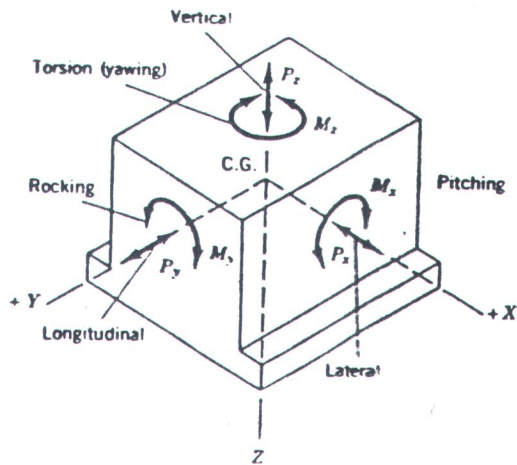
m getaran Blok Pondasi

motor yang duduk pada pondasinya akan mempunyai 6 ragam gerak yang

(gambar 3.6.1), yaitu

asi sepanjang sumbu z

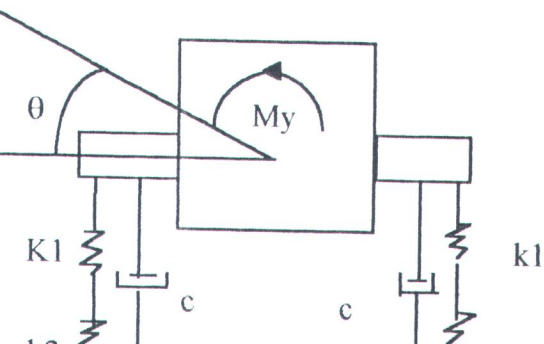
asi sepanjang sumbu x



gambar 3.6.1 : Ragam getaran dari blok pondasi

yang dianalisa, adalah sebuah kapal yang mempunyai motor dengan 3 silinder. Empiran C, didapat bahwa untuk motor dengan 3 silinder gaya primer dan sekunder sama dengan nol. Sedangkan untuk momen baik primer maupun sekunder sama dengan nol

ini diambil arah ragam getarannya rotasi terhadap sumbu y, sehingga dalam analisis dapat diidealkan sbb :





BAB IV

PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

BAB IV

PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

Perhitungan Inersia Massa

Inersia Massa Propeller

persamaan 2.6.17

$$I_p = 1,25 \cdot 0,0046 \cdot Z \cdot D^3 \cdot b \cdot t / g \quad \text{lb.in.s}^2$$

na :

Jumlah daun = 3

Diameter propeler = 473,6 mm = 18,6 in

Tebal daun pada 0,5 R = 90 mm = 3,5 in

Tebal maksimum pada 0,5R = 10 mm = 0,394 in

at,

0,8058 lb.in. s²

0,3170 N.m.s²

Inersia Massa Silinder

persamaan 2.6.16

$$I_e = [M_1 + 0,5 M \cdot (1 + (r/l)^2 / 4)] r^2 \quad (\text{N.m.s}^2)$$

na :

Massa yang bergerak translasi = 1,30 kg

Jari- jari poros engkol = 0,06 m

Panjang batang penghubung = 0,252 m

0,0198 N.m.s²

Inersia Massa Fly wheel

persamaan (2.6.18),

$$I_{fw} = m_{fw} \cdot R_{fw}^2 / 2 \quad (\text{N.m.s}^2)$$

na :

Massa fly wheel = 10 kg

Radius fly wheel = 0,2325 m

0,2703 N.m.s²

Inersia Massa Flens

persamaan (2.6.19),

$$I_f = m_f \cdot R_f^2 / 2 \quad (\text{N.m.s}^2)$$

na :

massa flens = 2,6 kg

Radius flens = 0,06 m

0,0047 N.m.s²

ana :

$11 \cdot 10^6$ psi, untuk stainless steel

= Diameter poros = 48 mm = 1,890 in

Panjang poros = 2400 mm = 94,488 in

= $0,0464 \cdot 10^6$ lb.in/rad

= $0,0052 \cdot 10^6$ N.m/rad

Kekakuan poros flens

urut persamaan (2.7.1),

$$K_f = G \cdot D_f^4 / (32 \cdot l_f) \quad (\text{lb.in/rad})$$

ana :

$12 \cdot 10^6$ psi, untuk carbon steel

Diameter poros flens = 54 mm = 2,126 in

panjang poros flens = 120 mm = 4,724 in

$1,6217 \cdot 10^6$ lb.in/rad

$0,1832 \cdot 10^6$ N.m/rad

Kekakuan poros gear

urut persamaan (2.7.1),

$$= 0,4486 \cdot 10^6 \text{ N.m/rad}$$

Kekakuan poros engkol

menurut persamaan (2.7.2),

$$K_e = (1-q)G / ((2b/H_a) + (a/H_c) + (4r/5H_w)) \quad \text{N.cm/rad}$$

$$\text{ana : } q = 0,0825 / (R - 0,32)$$

$$R = (m_s - d_s) / 2m_s + (m_c - d_c) / 2m_c$$

$$d_s = d_c = 0$$

$$m_s = m_c$$

$$R = 1$$

$$q = 0,1213$$

$$H_a = (D_s^4 - d_s^4) / 32$$

$$D_s = 6,72 \text{ cm}$$

$$H_a = 63,7275 \text{ cm}^4$$

$$H_c = (D_c^4 - d_c^4) / 32$$

$$D_c = 4,62 \text{ cm}$$

$$H_c = 14,2370 \text{ cm}^4$$

$$H_w = h \cdot m^3 / 12$$

$$h = 2,52 \text{ cm}$$

$$m = 7,56 \text{ cm}$$

$$H_w = 90,737 \text{ cm}^4$$

Kekakuan poros fly wheel

urut persamaan (2.7.1),

$$K_{fw} = G.D_{fw}^4 / (32.l_{fw}) \quad (\text{lb.in/rad})$$

ma :

$$12 \cdot 10^6 \text{ psi}$$

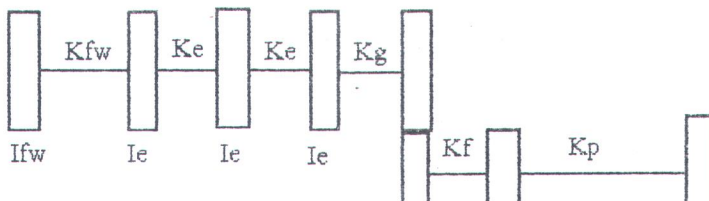
$$\text{= diameter poros fly wheel} = 75,6 \text{ mm} = 2,976 \text{ in}$$

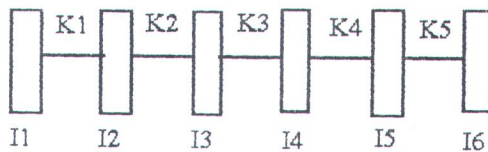
$$\text{panjang poros fly wheel} = 134,4 \text{ mm} = 5,291 \text{ in}$$

$$= 5,5594 \cdot 10^6 \text{ lb.in/rad}$$

$$= 0,6282 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$$

Pemodelan Sistem Torsi





gambar 4.3.2 : Sistem Torsi ekivalen

$$J_{rw} \times n^2 = 2,8376 \text{ N.m.s}^2$$

$$J_3 = J_4 = J_c \times n^2 = 0,2079 \text{ N.m.s}^2$$

$$J_r = 0,0047 \text{ N.m.s}^2$$

$$J_p = 0,3170 \text{ N.m.s}^2$$

$$n^2 K_{rw} = 6,5948 \cdot 10^6 \text{ N.m/rad}$$

$$K_3 = n^2 K_c = 2,2340 \cdot 10^6 \text{ N.m/rad}$$

$$1/(n^2 K_g) + 1/K_r = 0,1763 \cdot 10^6 \text{ N.m/rad}$$

$$K_p = 0,0052 \cdot 10^6 \text{ N.m/rad}$$

na :

$$I_1 + I_2 + I_3 + I_4 = 3,4613 \text{ N.m.s}^2$$

$$I_5 = 0,047 \text{ N.m.s}^2$$

$$I_6 = 0,3170 \text{ N.m.s}^2$$

$$= 1/K_1 + 1/K_2 + 1/K_3 + 1/K_4$$

$$= 0,1488 \cdot 10^6 \text{ N.m/rad}$$

$$K_8 = 0,0052 \cdot 10^6 \text{ N.m/rad}$$

Perhitungan Pendekatan frekuensi natural

urut persamaa 2.5.5,

$$\omega^2 = A + (A^2 - B)^{1/2}$$

na :

$$I_7 (I_7 + I_8) / (2 \cdot I_7 \cdot I_8) + K_8 (I_8 + I_9) / (2 \cdot I_9 \cdot I_8)$$

$$= 1,666 \cdot 10^6$$

$$I_7 \cdot K_8 (I_7 + I_8 + I_9) / (I_7 \cdot I_8 \cdot I_9)$$

$$= 1,6574 \cdot 10^{12}$$

$$= (1,666 + 1,6507) \cdot 10^6$$

(bentuk I)

$$= 0,0173 \cdot 10^6 \text{ (bentuk II)}$$

$$= 3,3187 \cdot 10^6 \text{ (bentuk III)}$$

Bentuk II ($\omega = 131,529$)

ss	I	θ	$I\omega^2\theta (10^6)$	$\Sigma I\omega^2\theta (10^6)$	K (10^6)	$1/K\Sigma I\omega^2\theta (10^6)$
	2,8376	1	0,0491	0,0491	6,5948	0,0074
	0,2079	0,9926	0,0036	0,0527	2,2340	0,0236
	0,2079	0,9690	0,0035	0,0561	2,2340	0,0251
	0,2079	0,9439	0,0034	0,0595	0,1763	0,3377
	0,0047	0,6061	0,0005	0,0586	0,0052	11,4595
	0,3170	-10,8534	-0,0596	0	-	-

Tabel 4.5.1. Tabulasi Holzer Untuk Frekuensi Natural Bentuk II

1 kritis = $30 \omega / (\pi.n)$

1 kritis yang mendekati frekuensi eksitasi pada :

2 , RPM kritis = 628,01, pada putaran motor 2034,75 RPM

2.5 , RPM kritis = 502,40, pada putaran motor 1627,78 RPM

Bentuk III ($\omega = 1821,73$)

ss	I	θ	$I\omega^2\theta (10^6)$	$\Sigma I\omega^2\theta (10^6)$	K (10^6)	$1/K\Sigma I\omega^2\theta (10^6)$
	2,8376	1	9,4171	9,4171	6,5948	1,4280
	0,2079	-0,4289	-0,2953	9,1219	2,2340	-4,5112
	0,2079	-4,5112	-3,1125	6,0094	2,2340	2,6899
	0,2079	-7,2011	-4,9685	1,0409	0,1763	5,9041
	0,0047	-13,1052	-0,2044	0,8365	0,0052	160,8605
	0,3170	-173,9657	-183,0168	-182,1803	-	-

Tabel 4.5.2. Tabulasi Holzer Untuk Frekuensi Natural Bentuk III

il Trial & Error untuk bentuk III

No	$\omega^2 (10^6)$	$\Sigma I \omega^2 \theta (10^6)$
1	3,7011000	-0,0306
2	3,7011500	-0,0020
3	3,7011535	0
4	3,7011540	0,0002
5	3,7011550	0,0008

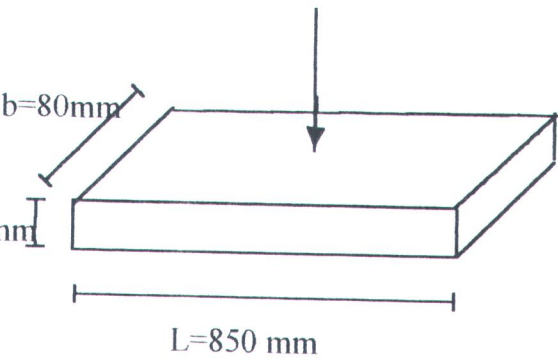
Tabel 4.5.3. Tabulasi Trial & Error Untuk Frekuensi Natural Bentuk III

ensi natural bentuk III yang sebenarnya $\omega = 1923,83$

kritis = 18371,3

Hitungan Kekakuan Konstruksi Pondasi Motor

kekakuan pelat landasan motor (k_1)



rumusan 3.5.1,

$$K_1 = 48 EI/l^3$$

$$I = b \cdot h^3 / 12$$

$$= 0,08 \cdot 0,008^3 / 12$$

$$= 3413,33 \cdot 10^{-12} \text{ m}^4$$

$$\text{untuk besi cor} = 25 \cdot 10^6 \text{ psi} = 172375 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

$$K_1 = 45987,205 \text{ N}$$

kekakuan pada balok pondasi

samaan 3.5.2

$$K_2 = 110 EI / l^3 \dots\dots(4.1.2)$$

$$I = 0,16. 0,12^3 / 12$$

$$= 23,04. 10^{-6} m^4$$

$$E \text{ untuk kayu jati} = 127700 \text{ kg/cm}^2 = 1251,46. 10^7 \text{ N/m}^2$$

$$K_2 = 110. 1251,46.10^7 .23,04.10^{-6} / 2,225^3$$

$$= 2879401 \text{ N/ m}$$

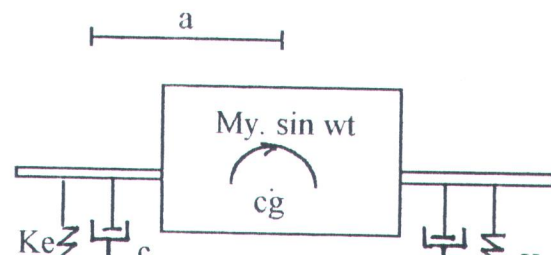
kekakuan Ekivalen

an diatas disusun secara seri sehingga kekakuan ekivalennya :

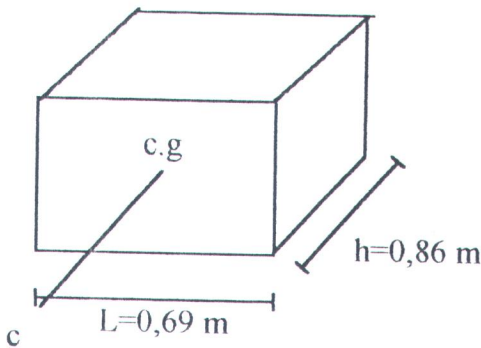
$$K_{eq} = K_1 .K_2 / (K_1 +K_2) \dots\dots\dots(4.6.1)$$

$$264,283 \text{ N/m}$$

Perhitungan Amplitudo Sistem



inersia dari engine dicari dengan memodelkan bentuk engine dalam suatu
 pejal bermassa :



$$J_o = M (L^2 + h^2) / 12 \quad \text{.....(4.7.3)}$$

M = Massa Engine = 530 kg = 5194 N

memasukkan harga- harga diatas didapat , $J_o = 526,195 \text{ N.m}^2$

si natural dari sistem diatas dapat dicari dengan mengabaikan damping :

$$\omega_n = (2Ka^2 / J_o)^{0.5} \quad \text{.....(4.7.4)}$$

K = kekakuan ekivalen = 45264,283 N/m

a = jarak c.g mesin ke garis gaya = 0,2275 m

frekuensi natural sistem $\omega_n = 2.084 \text{ rad/s}$

1 :

mpiran C

$$M_y = 3,46 F' D$$

rsamaan 2.10.7

$$F' = (M_{rec} + M_{rot}) r \omega^2 \cos \omega t$$

: M_{rec} = Massa yang bergerak bolak-balik pada motor = 1,3 kg = 12,74 N

M_{rot} = Massa yang bergerak rotasi pada motor = 4,8 kg = 47,197 N

r = jari-jari engkol = 0,06 m

ω = kecepatan putaran motor = $2\pi \cdot \text{RPM}/60$

= 188,4 / det

RPM = 1800

D = jarak antara pusat silinder = 190 mm

mer $F' = 127645,82 \text{ kg}$

primer = 83914 kg

$$c = 2.M.\omega_n . \xi$$

ξ untuk kayu jati = 0,003

narga damping $c = 92,9938$

masukan data- data diatas diperoleh simpangan sudut $0,4494 \cdot 10^3$

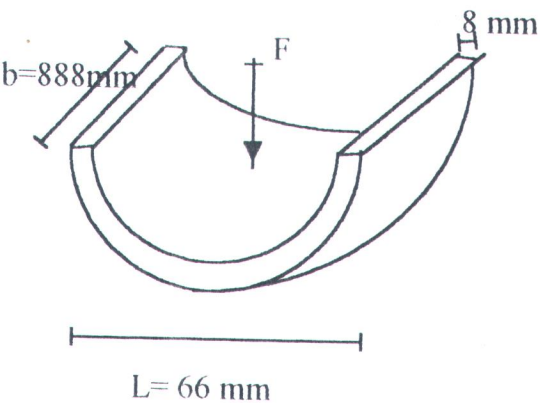
udo yang terjadi pada kayu penopang bagian muka yang berjarak 1204 dari
 poros adalah :

204. 1,022 / 2400

5127 mm

hitungannya Kekakuan struktur penopang tabung poros
roller

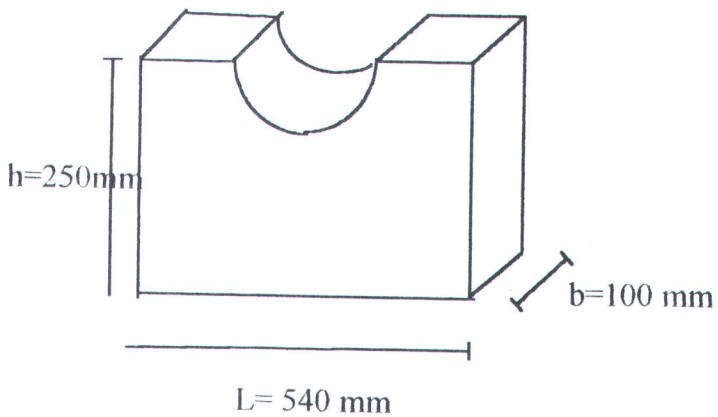
kakuan tabung poros



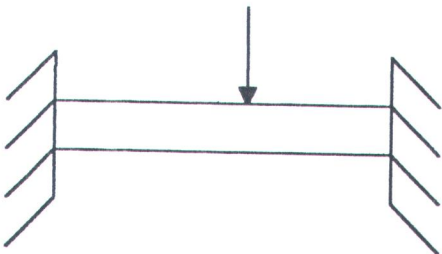
n pada tabung poros didekati dengan ,
 amaan 3.5.1,

$$K = 48E \cdot I / l^3$$

kekakuan kayu penopang tabung poros



idealkan :

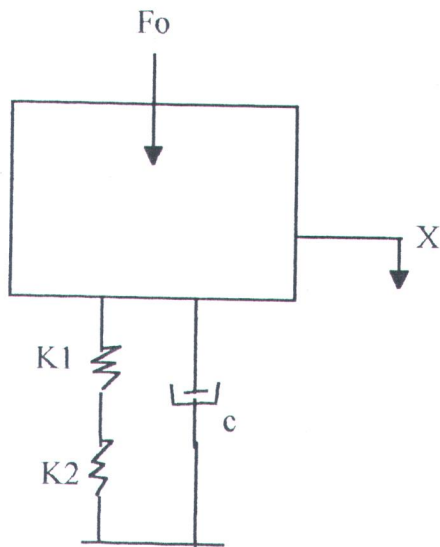


an balok penopang tabung poros, menurut lampiran B :

$$K = 192.E.I/L^3$$

Modelan Konstruksi Penopang Tabung Poros

Struktur penopang tabung poros dapat dimodelkan :



dimana $K2$ merupakan kekakuan dari tabung poros dan kayu penopang tabung poros, c adalah damping dari kayu.

Gaya yang Diteruskan pada Kayu penopang tabung poros

Gaya yang diteruskan pada kayu penopang akibat simpangan X ,

dapat persamaan 2.9.1 :

$$= 0,485384 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

$$\omega_n = (K/m)^{0.5} = 291,4 \text{ rad/s}$$

$$\omega = \text{putaran operasi poros} = 57,77 \text{ rad/s}$$

$$c = 2 \cdot m \cdot \omega_n \cdot \xi$$

$$= 9994,449$$

oleh ,

$$0,248856 \cdot 10^6 \text{ N}$$

Tegangan Normal yang diterima kayu

$$\tau_n = F_T / A$$

na : $A = \text{Lusan proyeksi Poros}$

$$= 0,6 \cdot l \cdot d$$

$l = \text{panjang / tebal kayu penopang} = 100 \text{ mm}$

$d = \text{diameter poros} = 48 \text{ mm}$

oleh,

$$6,40833 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

Pembahasan Data

Hasil perhitungan data didapat, kecepatan kritis yang terjadi pada sistem propulsi adalah 2035,75 RPM, sedangkan kondisi kecepatan operasi dari motor adalah 1800 RPM. Hal ini menunjukkan sistem tidak terjadi resonansi, sebab kecepatan motor tidak sama dengan kecepatan kritisnya. Berarti tidak akan terjadi getaran yang berlebihan pada sistem akibat eksitasi dari motor.

Dari hasil perhitungan data diatas, didapat amplitudo yang terjadi pada kayu penopang tabung poros bagian depan, yaitu 0,5127mm, sedangkan harga clearance pada bagian muka yang diijinkan hanya 0,5 mm, sehingga amplitudo ini menyebabkan adanya gaya gesekan pada konstruksi penopang tabung poros bagian muka.

Gaya yang diteruskan pada luasan kayu penopang merupakan tegangan normal pada kayu, sebesar $86,4083 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$. Tegangan ini merupakan beban periodik yang diterima kayu penopang bagian muka selama motor beroperasi pada kecepatan putar 1800 RPM.

Kayu penopang yang digunakan untuk menopang tabung poros memiliki tebal 100 mm, dengan batas tegangan normal yang diijinkan $53,955 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$. Dari hasil perhitungan diperoleh tegangan normal pada kayu adalah $86,4083 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$. Jika dibandingkan dengan diatas ternyata tegangan luar yang terjadi melebihi batas yang diijinkan, sehingga dapat dipastikan kayu akan mengalami kerusakan.

Salah satu cara yang paling tepat untuk menghindari kerusakan adalah dengan menambah tebal



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

BAB V

KESIMPULAN & SARAN

hasil perhitungan dan analisa data dapat disimpulkan :

Motor beroperasi pada kondisi yang aman (tidak terjadi resonansi), sehingga memungkinkan tidak terjadi getaran yang berlebih pada saat motor beroperasi 1800 PM.

Amplitudo yang terjadi pada tabung kayu penopang sebesar 0,5127 mm, harga ini terlalu besar dari clearance yang diijinkan pada bantalan yaitu 0,5 mm, sehingga amplitudo tersebut mengakibatkan gaya yang diteruskan pada kayu penopang poros. Tegangan yang terjadi sebesar $86,408.10^6 \text{ N/m}^2$, tegangan ini lebih besar dari yang syaratkan atau diperkenankan pada material kayu, yang akhirnya dapat dibuktikan adanya kerusakan pada kayu penopang tabung poros propeller, akibat tidak mempunyai material kayu untuk menahan tegangan yang terjadi.

Salah satu cara yang memungkinkan untuk mencegah kerusakan adalah :

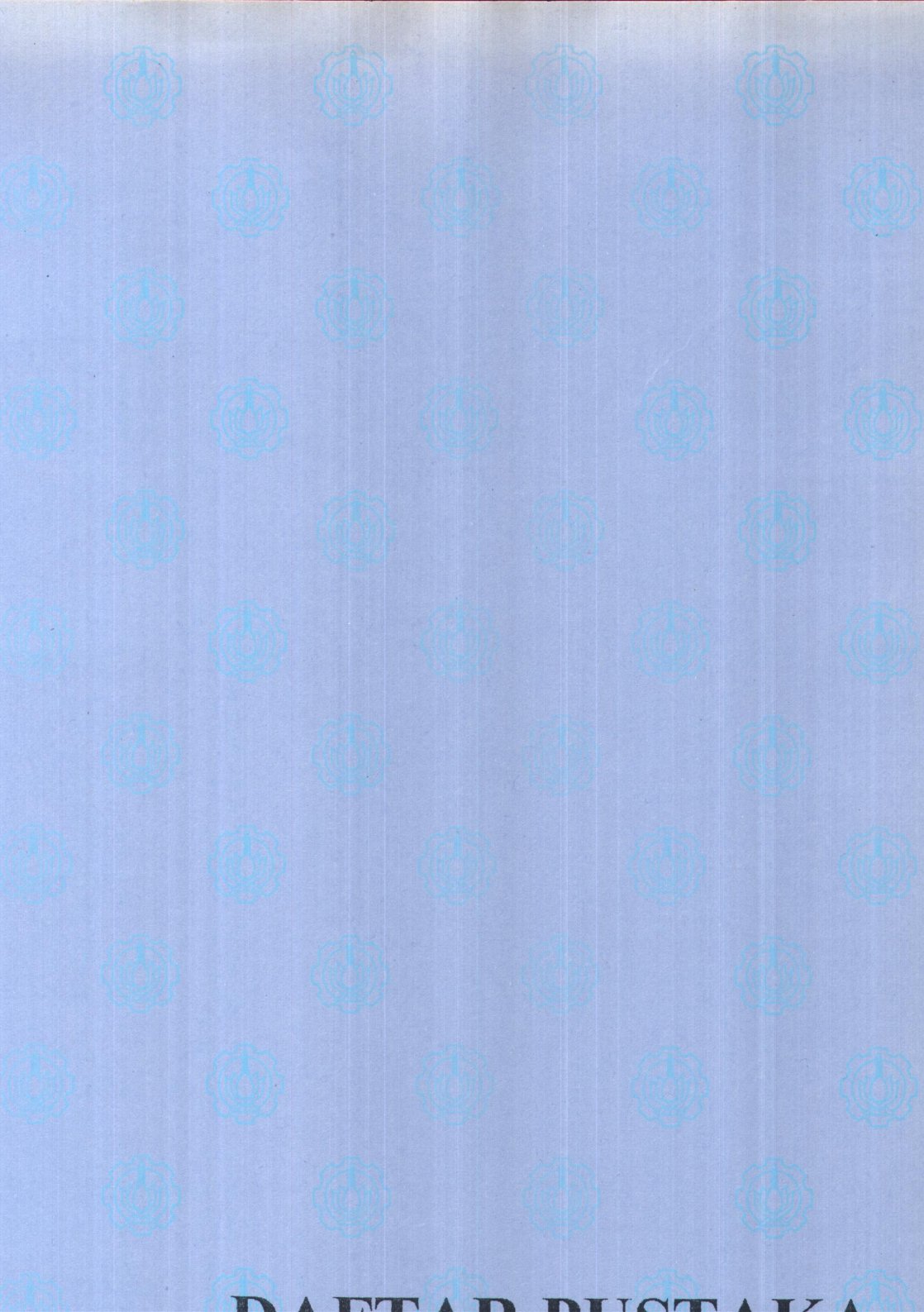
Mereduksi tegangan yang terjadi dengan jalan penambahan kekakuan pada kayu penopang tabung poros propeller, yaitu dengan menambah tebal kayu penopangnya. Dari hasil perhitungan didapat, dengan penambahan $\pm 60 \%$ tebal kayu ternyata mampu mereduksi tegangan hingga $\pm 52,4 \%$.

Mengurangi gaya yang diteruskan ke kayu penopang tabung poros, yaitu dengan mengurangi amplitudo pada kayu penopang, dengan jalan mengurangi amplitudo pada

gai akhir dari penulisan ini, penulis menyarankan bagi para pembaca untuk mengembangkan penelitian ini dengan :

meninjau arah getaran pondasi yang lain, yang mungkin lebih berpengaruh terhadap kerusakan konstruksi penopang tabung poros, sebab ada 6 ragam arah getaran pada pondasi motor.

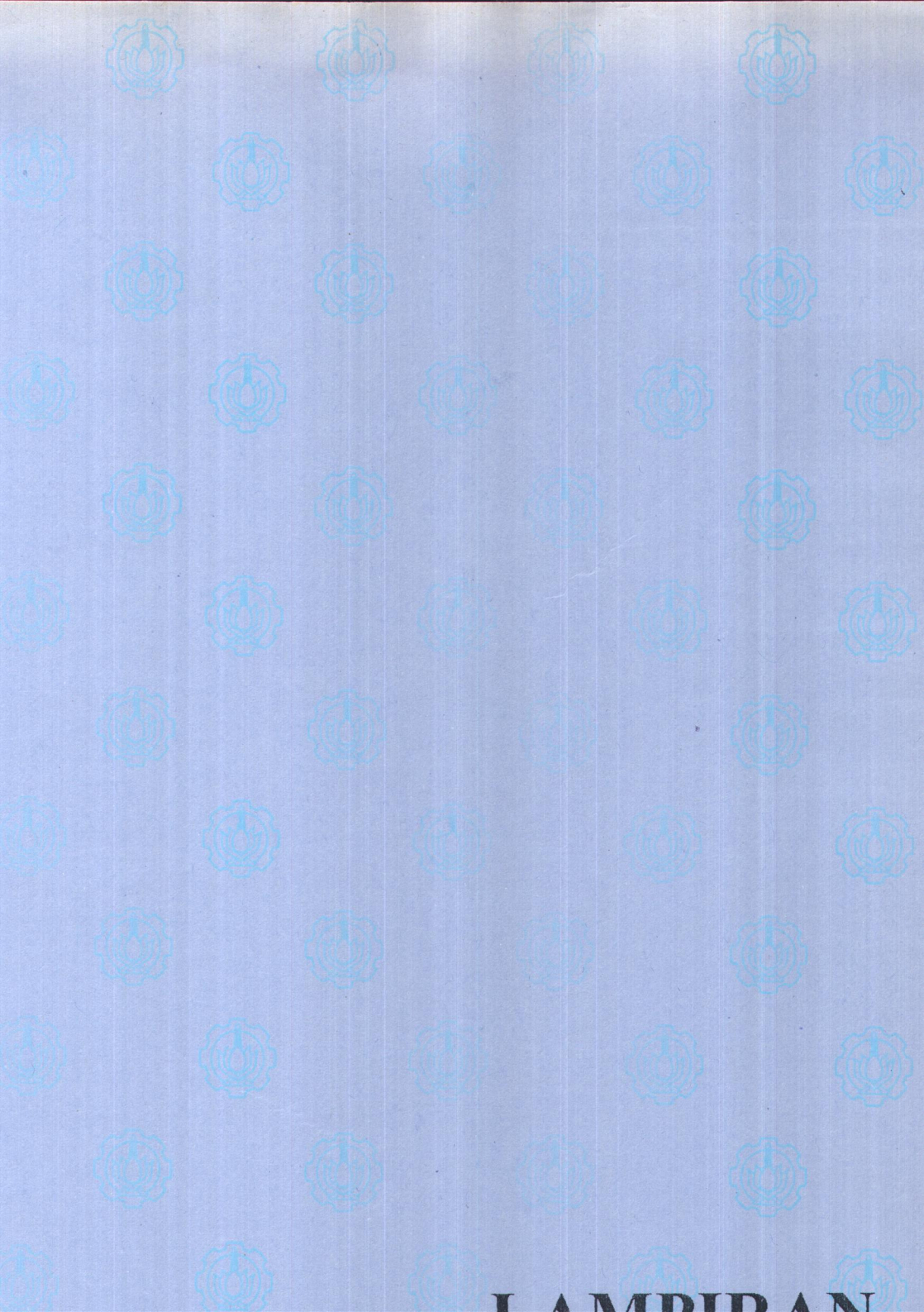
meninjau sumber getaran yang lain, misalnya dari propeler ataupun lainnya



DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR PUSTAKA

- en Hartog, J.P, Mechanical Vibration, 4th - Edition, Mc Graw- Hill, 1956
- moshenko, Vibration Problems in Engineering, 3th -Edition, California, 1954
- aberton, J.M, Marine Engineers Hand Book, New York, N.Y, 1945
- hompson, W.T, Teori Getaran dengan penerapan, Edisi II, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1986
- hompson, W.T, Kunci penyelesaian soal- soal, Edisi II, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1988
- uga, K, Sularso, Dasar- dasar perencanaan & pemilihan Elemen Mesin, Edisi 6.
- T.Pradya Paramita, Jakarta, 1987
- gata, K.Leksono, E, teknik Kontrol Automatik, Jilid I, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1985
- etrovsky, N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers, Moscow, 19..
- Woodward, J.B, Low Speed Marine Diesel, John Wiley & Sons, Inc, 1981
- Popov, E.P, Mechanic of Material, 2 - Edition, Englewood Cliffs Prentice Hall, 1976
- Imron, A, Analisa Getaran Sistem Propulsi dengan Mesin Penggerak Diesel, PUSLIT-ITS
- Surabaya, 19..
- Wartono, M, Beberapa Kerusakan yang Sering Terjadi pada Kapal Kayu Buatan Daerah
- Utara P.Jawa & Alternatif Penanggulangannya, PUSLIT- ITS, Surabaya, 1991
- Bowles, J.E, Analisis & Desain Pondasi, Jilid 2, Edisi 4, Penerbit Erlangga, 1991
- Prakash, S, Foundations for Ma-chines, John Wiley & Sons, Inc, 1988
- Steindel, R, Introduction to Mechanic Vibration, 3- rd- Edition, New York, Wiley, 1989



LAMPURAN

LAMPIRAN A

uan balok penopang tabung poros,

a b= 250 mm

$$K = 192.E.I/L^3$$

$^3/12$

$$. 250^3/12 = 325,52 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 = 325,52 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

k material kayu jati = $1251,46 \cdot 10^7 \text{ N/m}$

t harga kekakuan balok penopang, $K = 4,9672 \cdot 10^9 \text{ N/m}$

$$\text{uan Ekvivalen} = K_1 \cdot K_2 / (K_1 + K_2)$$

: $K_1 = \text{Kekakuan Tabung Poros} = 0,6542 \cdot 10^9 \text{ N/m}$

$K_2 = \text{Kekakuan Balok Kayu} = 4,9672 \cdot 10^9 \text{ N/m}$

$$\text{ulen} = 0,57807 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

ang diteruskan pada kayu penopang tabung poros akibat simpangan X

$$F_T = [(KX)^2 + (cwX)^2]^{0.5}$$

: m = massa total sistem = 583,3 kg = 5716,34 N

X = 0.5127 mm

$$c = 2.m. \omega_n \xi$$

$$= 10906,87$$

oleh ,

$$,234845. 10^6 \text{ N}$$

tegangan Normal yang diterima kayu

$$\tau_n = F_T / A$$

a : A = Luasan proyeksi poros

l = panjang / tebal kayu penopang = 250 mm

d = diameter poros = 48 mm

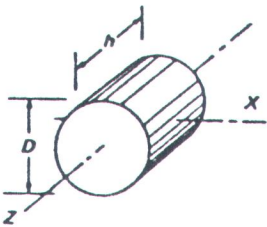
oleh,

$$,163. 10^6 \text{ N/m}^2$$

LAMPIRAN B

MASSSES AND MOMENTS OF INERTIA OF RIGID BODIES

1. Solid disk

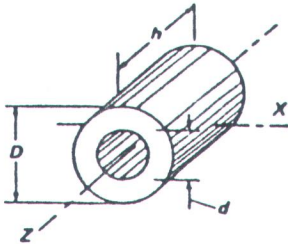


$$M = \frac{\rho \pi D^2 h}{4}$$

$$J_x = \frac{\rho \pi D^4 h}{32} = \frac{MD^2}{8}$$

$$J_z = \frac{\rho \pi D^2 h}{16} \left[\frac{h^2}{3} + \frac{D^2}{4} \right] = M \left[\frac{h^2}{12} + \frac{D^2}{16} \right]$$

2. Tube

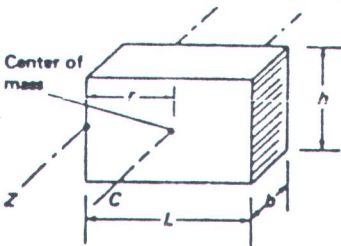


$$M = \frac{\rho \pi h (D^2 - d^2)}{4}$$

$$J_x = \frac{\rho \pi h (D^4 - d^4)}{32} = \frac{M(D^2 + d^2)}{8}$$

$$J_z = \frac{\rho \pi h}{16} (D^2 - d^2) \left[\frac{h^2}{3} + \frac{D^2}{4} + \frac{d^2}{4} \right] \\ = M \left[\frac{h^2}{12} + \frac{D^2}{16} + \frac{d^2}{16} \right]$$

3. RECTANGULAR SOLID

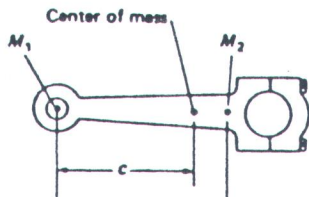


$$J_x = \frac{\rho L b h}{12} (L^2 + h^2 + 12r^2)$$

$$= M \left[\frac{L^2}{12} + \frac{h^2}{12} + r^2 \right]$$

$$J_z = \frac{\rho L b h (L^2 + h^2)}{12} \\ = \frac{M(L^2 + h^2)}{12}$$

4. Connecting rod



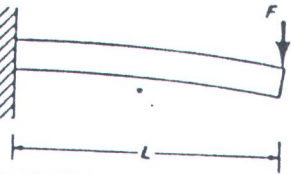
$$M_1 = M \left(1 - \frac{c}{h} \right)$$

$$M_2 = \frac{Mc}{h}$$

$$h = \frac{J_1}{Mc}$$

$$J_1 = \text{moment of inertia}$$

EQUIVALENT SPRINGS FOR BEAMS

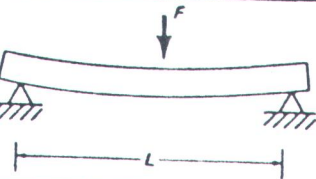


1. Cantilever

$$K_{eq} = \frac{3EI}{L^3}$$

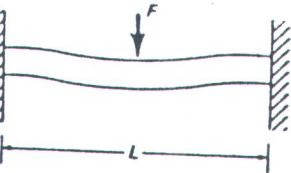
where

$$I = \frac{bh^3}{12}$$



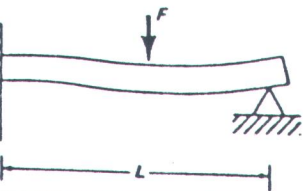
2. Simply supported

$$K_{eq} = \frac{48EI}{L^3}$$



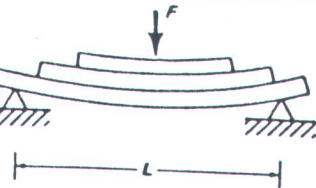
3. Both ends fixed or clamped

$$K_{eq} = \frac{192EI}{L^3}$$



4. Cantilever with pinned end

$$K_{eq} = \frac{110EI}{L^3}$$



5. Leaf spring








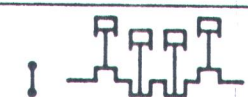


$$K_{eq} = \sum K_i$$

where

K_i = spring constant for each leaf

LAMPIRAN C

balanced Forces and Couples for Different Crank Arrangements

Crank Arrangements	Forces		Couples	
	Primary	Secondary	Primary	
	F' without counter wts. $(0.5) F'$ with counter wts.	F''	None	
80° 	0	$2F''$	$F'D$ without counter wts. $\frac{F'}{2} D$ with counter wts.	
rs 	0	0	Nil	
0° 	$(1.41) F'$ without counter wts. $(0.707) F'$ with counter wts.	0	$(1.41) F'D$ without counter wts. $(0.707) F'D$ without counter wts.	
	F' without counter wts. 0 with counter wts.	$(1.41) F''$	Nil	
	$2F'$ without counter wts. F' with counter wts.	0	None	
120° 	0	0	$(3.46) F'D$ without counter wts. $(1.73) F'D$ with counter wts.	
	0	0	0	
	0	0	$(1.41) F'D$ without counter wts. $(0.707) F'D$ with counter wts.	
	0	0	0	

LAMPIRAN D

	ξ
mobile shock absorbers	0,1- 0,5
er	0,04
ed steel structures	0,03
ete	0,02
	0,003
rolled steel	0,0006
rolled alumunium	0,0002
hor bronze	0,00007

LAMPIRAN E

SIFAT- SIFAT MATERIAL

STRENGTH OF ENGINEERING MATERIALS

MATERIAL	DENSITY		E 10 ⁶ psi	G 10 ⁶ psi	YIELD STRENGTH	TENSILE STRENGTH
	g/cm ³	lb/in. ³			10 ³ psi	10 ³ psi
Cast iron	7.2	0.26	25	9.3	68	90
Steel, low carbon	7.8	0.28	30	12	65	80
Steel, high carbon	7.8	0.28	30	12	84	140
Steel, hardened and tempered	7.8	0.28	30	12	140	200
Stainless steel	7.9	0.29	29	11	100	140
Aluminum	2.7	0.10	10	3.7	35	11
Aluminum alloy	2.8	0.10	10.6	4.0	44	60
Brass	8.5	0.30	15	5.6	25	40
Magnesium alloy	1.8	0.066	6.5	2.4	25	40
Copper, annealed	8.9	0.32	17	6.4	10	32
Nickel, annealed	8.9	0.32	30	11	20	70
Plastics	1.1	0.041	—	—	13	8
Rubber	0.91	0.033	—	—	—	3
Wood	0.47	0.017	—	—	7	8

LAMPIRAN F

SIFAT- SIFAT FISIS KAYU JATI

Penyusutan

Penyusutan sampai kering tanur 2,8% (R) dan 5,2% (T).

SIFAT MEKANIS

Keteguhan lentur statik

Tegangan pada batas proporsi
(kg/cm²)

b —
k 718

Tegangan pada batas patah (kg/cm²)

b —
k 1031

Modulus elastisitas (1000 kg/cm²)

b —
k 127,7

Usaha sampai batas proporsi
(kgm/dm³)

b —
k 2,25

Usaha sampai batas patah (kgm/dm²)

b —
k 8,08

Keteguhan pukul

Radial (kgm/dm³)

b —
k —

Tangensial (kgm/dm³)

b —
k —

Keteguhan tekan sejajar arah serat,
tegangan maksimum (kg/cm²)

b —
k 550

Kekerasan (JANKA)

Ujung (kg/cm²)

b —
k 414

Sisi (kg/cm²)

b —
k 428

Keteguhan geser

Radial (kg/cm²)

b —
k 80

Tangensial (kg/cm²)

b —
k 89

LAMPIRAN G

KONVERSI SATUAN

- *Pressure or Stress*

$$\begin{aligned}\text{psi} &= \text{lb/in.}^2 = 6895 \text{ N/m}^2 \\ \text{N/m}^2 &= \text{Newtons per meter squared} = 1.45 \times 10^{-4} \text{ psi} \\ &= 10 \text{ dyn/cm}^2 = \text{dynes per centimeter squared}\end{aligned}$$

- *Mass Density*

$$\begin{aligned}\rho &= \text{g/cm}^3 = \text{gram per cubic centimeter} = 0.91 \times 10^{-4} \text{ lb} \cdot \text{s}^2/\text{in.}^4 \\ &= \text{dyn} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^4 = 10^3 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

- *Velocity*

$$\text{m/s} = 100 \text{ cm/s} = 39.4 \text{ in./s} = 3.28 \text{ ft/s} = 2.23 \text{ mph}$$

- *Viscosity*

$$\begin{aligned}\mu &= \text{poise} = \text{dyn} \cdot \text{s/cm}^2 = 0.1 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2 = 100 \text{ centipoises} \\ \text{lb} \cdot \text{s/ft}^2 &= 479 \text{ poises} = 47.9 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2\end{aligned}$$

- *Mass*

$$\text{kilogram} = 1 \text{ kg}$$

• *Length*

$$\text{meter} = m = 100 \text{ cm} = 39.37 \text{ in.} = 3.281 \text{ ft.} = 0.621 \times 10^{-3} \text{ mile}$$

• *Force*

$$\text{newton} = N = 10^5 \text{ dyn} = 0.2248 \text{ lb}$$

• *Torque*

$$N \cdot m = 8.850 \text{ lb} \cdot \text{in.}$$

• *Voltage*

$$\begin{aligned} \text{volt} = V &= N \cdot m / C = 8.850 \text{ lb} \cdot \text{in.} / C. \\ C &= \text{coulomb} \end{aligned}$$

• *Translatory Spring*

$$K = N / m = 5.71 \times 10^{-3} \text{ lb/in.} = 10^3 \text{ dyn/cm}$$

• *Translatory Damper*

$$D = N \cdot s / m = 10^3 \text{ dyn} \cdot s / \text{cm} = 5.71 \times 10^{-3} \text{ lb} \cdot s / \text{in.}$$

• *Moment of Inertia*

$$J = \text{kg} \cdot m^2 = N \cdot m \cdot s^2 = 8.85 \text{ lb} \cdot \text{in.} \cdot s^2$$

• *Torsional Spring*

$$K_t = N \cdot m / \text{rad} = 8.85 \text{ lb} \cdot \text{in.} / \text{rad}$$

• *Torsional Damper*

$$D_t = N \cdot m \cdot s / \text{rad} = 8.85 \text{ lb} \cdot \text{in.} \cdot s / \text{rad}$$

• *Angular Velocity*

$$\dot{\theta} = \text{rad/s} = 9.549 \text{ rpm}$$

• *Power*

$$\begin{aligned} P = \text{watt} = W &= N \cdot m / s = 8.85 \text{ lb} \cdot \text{in.} / s = 1.341 \times 10^{-3} \text{ hp} \\ \text{hp} &= 745.7 \text{ W} \end{aligned}$$

• *Heat Flow*

$$\begin{aligned} q = N \cdot m = \text{joule} = J &= 2.389 \times 10^{-4} \text{ kcal} \\ &= 8.85 \text{ lb} \cdot \text{in.} = 9.481 \times 10^{-4} \text{ Btu} \end{aligned}$$

LAMPIRAN I

SPESIFIKASI MOTOR YANMAR 3SM

DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN

Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111, Telp. 5947254, 5947274
Pesw. 262, 5948757, Fax. 5947254

FTAR KEMAJUAN TUGAS AKHIR (NE.1701)

arya tulis :

EKATAN ANALISA GETARAN TERHADAP KERUSAKAN STRUKTUR
H BANTALAN TABUNG POROS PADA KAPAL KAYU PENANGKAP IKAN

nbimbing : Ir. Suryo Widodo Adji, MSc
: Santri Jiwo
kok : 4924200332
iberikan tugas : 12 Pebruari 1996
eleasai tugas :

L	KEMAJUAN	T.T DOSEN	No	TGL	KEMAJUAN	T.T. DOSEN
'96	Konsultasi Perbaik- an. proposal		10	15/7 '96	Persetujuan Bab IV	
'96	Konsultasi Bab I & Bab II.		11	22/7 '96	Konsultasi, Bab I & Persetujuannya	
'96	Revisi Bab I & II.		12	24/7 '96	Persetujuan maju presentasi III	
'96	Persetujuan. Bab I & II		13	31/7 '96	Revisi hasil presentasi III	
'96	Konsultasi Bab III.		14	26/8 '96	Konsultasi Bab IV & Bab V	
'96	Persetujuan bab III.		15	23/9 '96	Revisi Bab IV &	
'96	Konsultasi Bab IV		16	4/10 '96	Persetujuan Bab IV & Bab V	
'96	Revisi Bab IV		17	7/10 '96	Persetujuan Maju presentasi III	
'96	Revisi Bab IV		18			

k diujikan

24/7 '96

Surabaya, Juli 1996

AN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
TAS TEKNOLOGI KELAUTAN
UT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
A B A Y A

LEMBAR EVALUASI PRESENTASI KE DUA TUGAS AKHIR
(TN 1701)

Setelah membaca, mempelajari dan menimbang presentasi ke dua tugas akhir yang
nakan oleh

Nama : Santri Jiwo
Nrp : 4924200332
Judul : Pendekatan Analisa setaran tld kerusakan stru
Tanggal SK TA : 25.04.96 dibawah Bantalan Tabung por
Dosen Pembimbing : 1. Ir. Surjo .W. Adji, MSc. kapal Kayu penangkap ikan
2.

im dosen menilai bahwa pekerjaan tugas akhir tersebut sampai dengan hari ini
ai % dari keseluruhan tugas dan memutuskan mahasiswa tersebut diatas
ari salah satu pilihan dibawah ini)

1. Dapat melanjutkan dan mengikuti presentasi ke tiga
2. Dapat melanjutkan namun belum dapat mengikuti presentasi ke tiga
serta memperpanjang waktu pengerjaan selama bulan
3. Tidak dapat mengikuti presentasi ke tiga serta mengganti judul baru

TAN :

*) perlu dikonfirmasi mengenai pengertian
Tek. poros propeller dengan Teg. geser yg terjadi
poros prop. saat beroperasi dan kondisi Resonansi
*) perlu ditanyakan lagi hub. Amplitudo yg terjadi vs
we

ya,

tujui tim dosen penilai

N a m a

Tanda Tangan

1. Ir. M. Orianto (ketua)

1.
2.

